

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН РОТОРА ТУРБИНИ К-1000-60/3000 ПРИ ТИПОВИХ РЕЖИМАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Продовження експлуатації атомних електричних станцій України понад парковий ресурс потребує проведення перевіркового розрахунку основних елементів енергетичного обладнання, що визначають ресурсні характеристики. Відповідно до нормативних документів, продовження ресурсу турбінного обладнання потребує проведення розрахунку теплового та напружено-деформованого стану основних елементів, а саме ротора високого тиску. В роботі представлено числове математичне дослідження ротора циліндру високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000 на базі тривимірного просторового аналогу. Розглянуто вирішення крайової задачі нестационарної теплопровідності для типових експлуатаційних режимів паротурбінної установки, з використанням скінчено-елементного методу дискретизації розрахункової області. Напружено-деформований стан ротора високого тиску розраховано з врахуванням сумісної дії температурних напружень, нерівномірності температурного поля, напружень від тиску та відцентрових сил. Розрахунки термонапруженого стану ротора на номінальному режимі експлуатації розглянуто в квазістационарній постановці, на змінних пускових режимах роботи – в нестационарній постановці. Встановлено, що при роботі на експлуатаційних режимах, що близькі до номінального, зоною концентрації максимальної інтенсивності напружень є осьовий отвір в області четвертого та п'ятого ступенів тиску. На змінних режимах роботи частими концентраторами напружень виступають розвантажувальні отвори та галтельні скруглення усіх ступенів. Встановлено, що максимальне значення інтенсивності напружень на номінальному режимі роботи складає 158 МПа. На змінних режимах роботи значення інтенсивності умовних пружних напружень не перевищують 226–263 МПа для усіх типів пусків.

Ключові слова: атомна електростанція, парова турбіна, ротор високого тиску, режими експлуатації, тепловий стан, напружено-деформований стан.

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Д. В. РИНДЮК, В. А. ПЕШКО

НАПРЯЖЕНО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ РОТОРА ТУРБИНЫ К-1000-60/3000 ДЛЯ ТИПОВЫХ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Продление эксплуатации атомных электростанций Украины на сверх парковый ресурс требует проведения поверочного расчета основных элементов энергетического оборудования, определяющего ресурсные характеристики. В работе представлено численное математическое исследование ротора цилиндра высокого давления паровой турбины К-1000-60/3000 на базе трехмерного пространственного аналога. Рассмотрено решение краевой задачи нестационарной теплопроводности для типовых эксплуатационных режимов паротурбинной установки, с использованием конечно-элементного метода дискретизации расчетной области. Напряженно-деформированное состояние ротора высокого давления рассчитано с учетом совместного действия температурных напряжений, неравномерности температурного поля, напряжений от давления и центробежных сил. Расчеты термонапряженного состояния ротора на номинальном режиме эксплуатации рассмотрено в квазистационарной постановке, на переменных пусковых режимах работы - в нестационарной постановке. Установлено, что при работе на эксплуатационных режимах, близких к номинальному, зоной концентрации максимальной интенсивности напряжений является осевое отверстие в области четвертой и пятой ступеней давления. На переменных режимах работы частыми концентраторами напряжений выступают разгрузочные отверстия и галтельные скругления всех ступеней. Установлено, что максимальное значение интенсивности напряжений на номинальном режиме работы составляет 158 МПа. На переменных режимах работы значения интенсивности условных упругих напряжений не превышают 226–263 МПа для всех типов пусков.

Ключевые слова: атомная электростанция, паровая турбина, ротор высокого давления, режимы эксплуатации, тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние.

O. CHERNOUSENKO, D. RINDYUK, V. PESHKO

THE STRAIN-STRESS STATE OF K-1000-60/3000 TURBINE ROTOR FOR TYPICAL OPERATING MODES

The extension of the exploitation-time of nuclear power plants over the park service life-time requires the verification of the main elements of power equipment that determine the resource characteristics. According to the regulatory documents, the extension of the service life-time of steam turbine equipment requires the calculation of the thermal and stress-strain state of its main elements, namely the high-pressure rotor. The numerical mathematical study of high-pressure rotor of the steam turbine K-1000-60/3000 is investigated in the paper. The boundary task of unsteady heat conduction for typical operating conditions of a steam turbine installation is considered. To solve differential heat conduction equations, a finite-element method of discretization of the computational domain was used. The strain-stress state of the high-pressure rotor is calculated with taking into account the combined effect of temperature stresses, irregularity of the temperature field, stresses from pressure and centrifugal forces. The calculation of the nominal mode of exploitation regime is performed in a quasi-stationary setting. The calculation of the variable modes of operation is performed in a non-stationary setting. It has been established that when operating at exploitation conditions that are close to the nominal regime, the zones of maximum stress intensity concentration are axial bore in the area of the fourth and fifth pressure stages. At exploitation in variable operating modes, frequent stress concentrators are discharge openings and fillet transitions of all stages. It has been established by calculation that for a high-pressure rotor of a K-1000-60/3000 steam turbine, the maximum of stress intensity is 158 MPa at nominal operating mode. At variable operating modes, the value of the intensity of the conditional elastic stresses does not exceed 226–263 MPa for all types of turbine launches.

Key words: nuclear power plant, steam turbine, high-pressure rotor, exploitation regimes, thermal state, strain-stress state.

Вступ

В загальному енергетичному балансі України виробіток електроенергії атомними електростанціями складає від 50 % до 58 % за останні роки. В умовах значного вичерпання ресурсу енергетичного обладнання та дефіциту органічного палива на теплових електростанціях, надійність роботи ядерної енергетики створює передумови сталого розвитку енергетичного сектору України.

Згідно програми продовження термінів експлуатації енергетичного обладнання АЕС України, з п'ятнадцяти діючих енергоблоків продовжено на 10-20 років роботу блоків № 1, 2 Рівненської (РАЕС), № 1, 2 Запорізької (ЗАЕС) та № 1, 2 Южно-Української атомних електростанцій (ЮУАЕС). Досвід проведених робіт показав, що питомі фінансові витрати на виконання вимог нормативних документів, які забезпечують можливість отримання ліцензії на експлуатацію енергоблоків в період додаткового строку служби, значно менше витрат на будівництво нових енергоблоків.

У 2017–2018 роках вичерпався термін експлуатації енергоблоків № 3 РАЕС, № 3, 4 ЗАЕС та № 1 Хмельницької АЕС. До 2020 року спливає термін проектної експлуатації атомних енергоблоків № 3 ЮУАЕС та № 5 ЗАЕС. Продовження термінів експлуатації енергоблоків АЕС після завершення проектного терміну, за умови виконання норм ядерної та радіаційної безпеки є одним з найбільш ефективних шляхів для часткового вирішення проблеми заміщення генеруючих потужностей [1].

Перегляд раніше встановлених термінів служби енергетичного обладнання енергоблоків АЕС передбачає оцінку залишкового ресурсу його основних вузлів, першим етапом якої є визначення теплового та напружено-деформованого стану найбільш відповідальних елементів турбін [2].

Мета роботи

Метою даної роботи є розрахункове дослідження теплового та напружено-деформованого стану ротора циліндру високого тиску (ЦВТ) парової турбіни К-1000-60/3000 блока 1000 МВт державного підприємства НАЕК «Енергоатом» згідно нормативних документів [3–4].

Об'єкт дослідження та особливості чисельної моделі

Турбіна К-1000-60/3000 – парова, конденсаційна, п'ятициліндрова. Циліндр високого тиску розташований в середній частині турбіни, а циліндри низького тиску – симетрично по обидві сторони ЦВТ. Турбіна обладнана проміжною сепарацією вологи та одноступінчастим паровим проміж-

ним перегрівом, розрахована для роботи в блоці з реактором ВВЕР-1000 [5].

Ротор ЦВТ – суцільнокований, з постійним кореневим діаметром усіх ступенів. Кріплення робочих лопаток усіх ступенів до дисків валу виконується за допомогою хвостовиків виделчатого типу із зовнішньою виделкою, що закриває обід диска. Матеріал ротора високого тиску – хромонікелева легована сталь 30ХНЗМ1ФА.

Для зменшення перетоку пари, в зазорах між тілом діафрагми та валом виконані діафрагмові ущільнення, що представляють собою сегменти ущільнень, розміщених в розточках діафрагм. В діафрагмах другого і п'ятого ступенів встановлено по одному ряду сегментів, а в діафрагмах третього і четвертого ступенів – по два ряди.

В місцях виходу ротора з корпусу встановлено кінцеві ущільнення, що призначені для запобігання присосів повітря в турбіну на етапах набору вакууму та при роботі на низьковитратних режимах експлуатації, а також для запобігання витoku пари в машзал при близьких до номінального режимів роботи. Кінцеві ущільнення представляють собою сегменти, що розміщені в обоймах та виступають гребне-подібної форми на валу.

Для виконання розрахункової оцінки теплового (ТС) та напружено-деформованого стану (НДС) ротора високого тиску враховано фактичні дані про режими експлуатації парової турбіни, властивості металу її основних елементів згідно нормативних документів [3–4].

Геометрична модель конструктивно-складного ротора ЦВТ виконана у тривимірній постановці з врахуванням його основних елементів. Просторовий аналог ротора створено на основі паспортного креслення турбіни К-1000-60/3000 і представлено на рис. 1.

Дослідження теплового стану ротора високого тиску передбачає рішення крайової задачі нестационарної теплопровідності, для чого задаються граничні умови (ГУ) теплообміну на поверхнях об'єкту, згідно до розробленого програмного комплексу [6].

Для розрахунку ГУ враховувалися схеми витоків пари в проточній частині та в ущільненнях, а також реальні графіки роботи за різних теплових станів. Пуски турбіни проводились згідно до відповідних графіків-завдань:

а) при температурі металу зовнішньої поверхні фланця ЦВТ в зоні паровпуску $T_{\text{фл}} < 100$ °С – згідно графіка-завдання пуску з холодного стану (ХС);

б) при температурі $T_{\text{фл}} = 100$ – 150 °С – згідно графіка-завдання пуску з неостиглого стану (НС);

в) при температурі $T_{\text{фл}} > 150$ °С – згідно графіка-завдання пуску з гарячого стану (ГС).

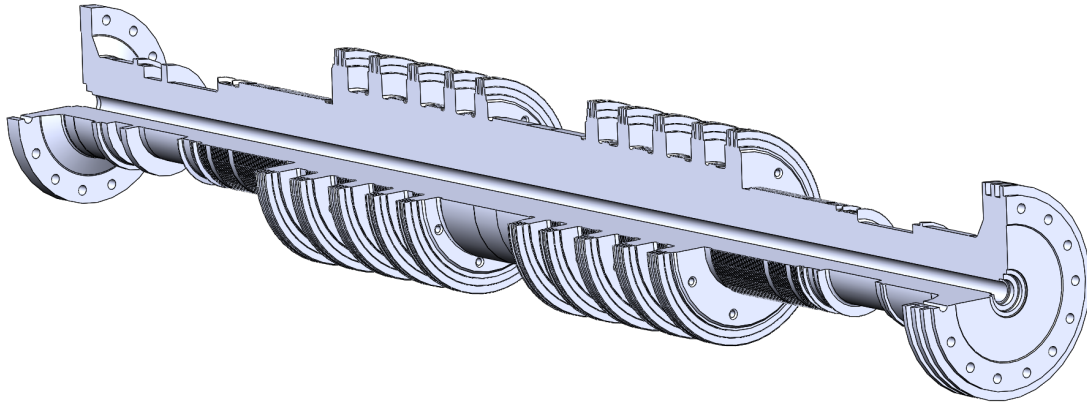


Рис. 1 – 3-D просторовий аналог ротора циліндра високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000

Граничні умови теплообміну розраховані для типових експлуатаційних режимів, а саме стаціонарного режиму роботи та пусків з холодного, неостиглого та гарячого станів металу. Приклад такого розрахунку наведено в [7].

Оскільки ротор високого тиску турбіни К-1000-60/3000 в області проточної частини та кінцевих ущільнень є геометрично симетричним та характер процесів що перебігають в лівій та правій частині є аналогічним, було прийнято рішення скоротити досліджувану область від першого ступеня до останньої камери кінцевого ущільнення правої частини ротора (рис. 3а).

Розрахункова оцінка теплового та напружено-деформованого стану ротора ЦВТ

Проведення числового дослідження теплового та напружено-деформованого станів ротора супроводжувалося заданням теплофізичних та фізико-механічних властивостей його сталі в залежності від температури відповідно до рекомендацій [4].

НДС оцінювався у пружно-пластичній постановці з використанням скінчено-елементного

методу дискретизації розрахункової області. Враховувалися основні типи напружень, а саме температурні напруження, нерівномірність температурних полів, напруження від тиску та відцентрових сил.

Тепловий та напружено-деформований стан для стаціонарного режиму роботи виконано у квазістаціонарній постановці та наведено на рис. 2. Рівень температур відповідає номінальному режиму роботи пари в проточній частині і складає 270 °С для першого ступеня та 165–228 °С з другого по четвертий ступені. Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень спостерігається в осьовому отворі та в розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів $\sigma_i = 158$ МПа. В інших характерних зонах РВТ інтенсивність напружень складає від 66 МПа до 105 МПа.

Високий рівень інтенсивності напружень в області осьового отвору пояснюється великими значеннями відцентрових сил, що діють на значні зосередження маси, якими є диски ступенів тиску та їх робочі лопатки. При чому найбільший рівень напружень спостерігається ближче до п'ятого ступеня, який є найбільш масивним та облопачений найважчими лопатками.

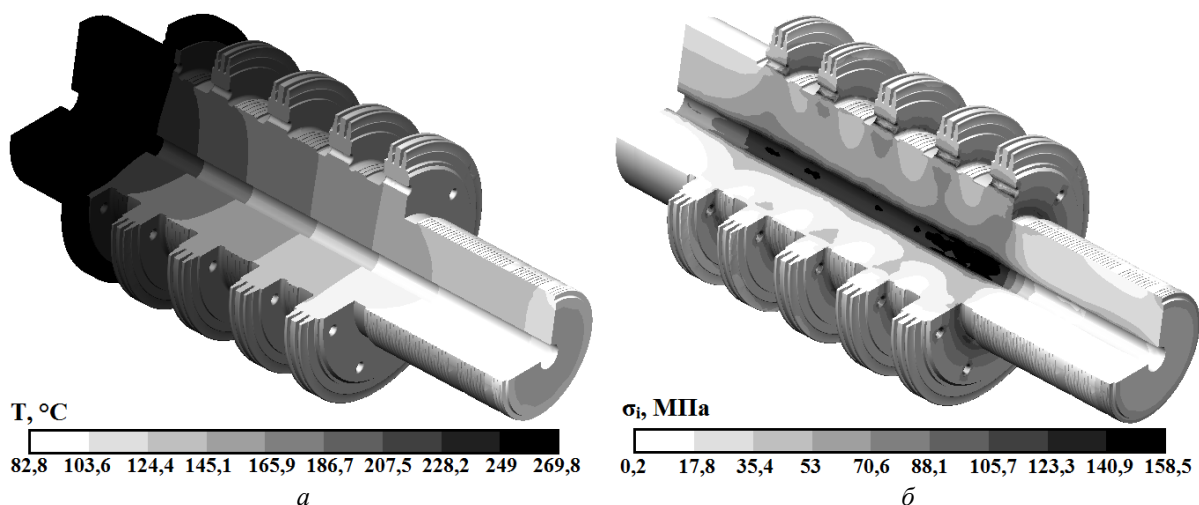


Рис. 2 – Результати розрахунку номінального режиму роботи ротора високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000: а – тепловий стан; б – напружено-деформований стан

Пускові режими роботи турбоустановки розглянуті у нестационарній постановці, з результатами щодо ТС та НДС в кожен момент пускового часу. Особливий інтерес на змінних режимах роботи представляє інформація щодо нерівномірності температурних полів у часі, яка представлена у вигляді динаміки зміни градієнта температур для найбільш характерних областей РВТ.

На рис. 3 представлено характер зміни градієнтів температур при пуску з холодного стану металу. Характерними областями (рис. 3а), що обрані для дослідження, є: 1 – передня галтель першого ступеня тиску; 2 – область переходу від полотна до хвостового з'єднання диска першого ступеня; 3 – розвантажувальний отвір першого ступеня; 4 – другий гребінь сегмента діафрагмового ущільнення другого ступеня; 5 – останній гребінь першого сегмента кінцевого ущільнення, 6 – зона РВТ за

передостаннім сегментом кінцевого ущільнення. Градієнт температур досягає свого максимального значення на початкових етапах пуску (рис. 3б) і для певних досліджуваних областей складає $\text{grad}T = 1200 \text{ K/m}$. Наступні локальні максимуми значень градієнта температур спостерігаються в момент часу 10200 с та наприкінці пускового режиму. В цілому, слід відзначити рівень значень градієнта температур не вище 1300 K/m протягом пуску з холодного стану, що свідчить про незначну нерівномірність температурного поля.

Самі температурні поля для моментів часу 3200 с та 10200 с наведено на рис. 4. Максимальне значення температур основного металу ротора ЦВТ спостерігається на першому ступені і змінюється від 157°C на початкових етапах роботи, до 270°C на номінальному режимі експлуатації.

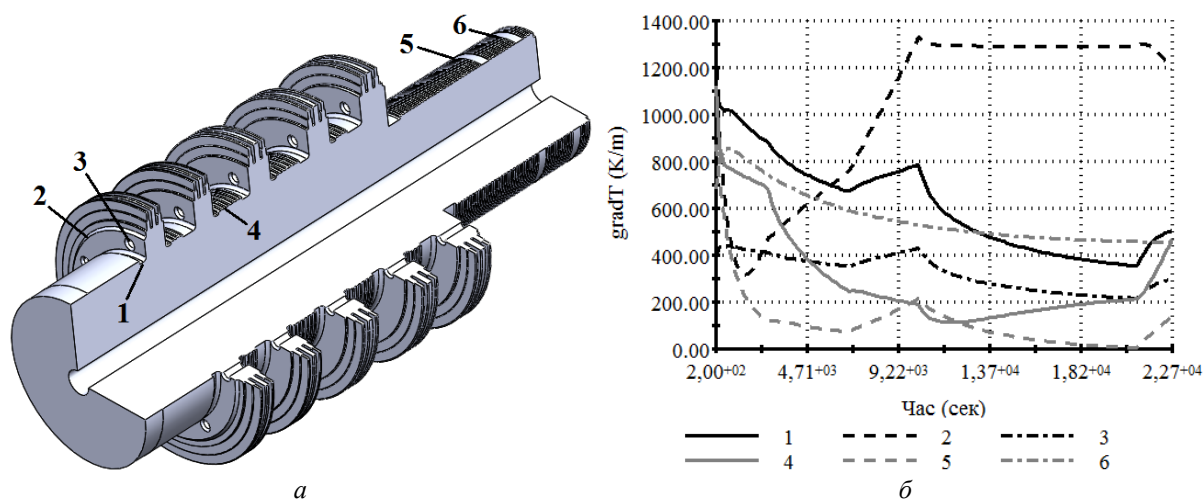


Рис. 3 – Динаміка зміни нерівномірності температурного поля ротора при пуску з ХС: а – характерні області дослідження; б – зміна градієнта температур протягом пуску

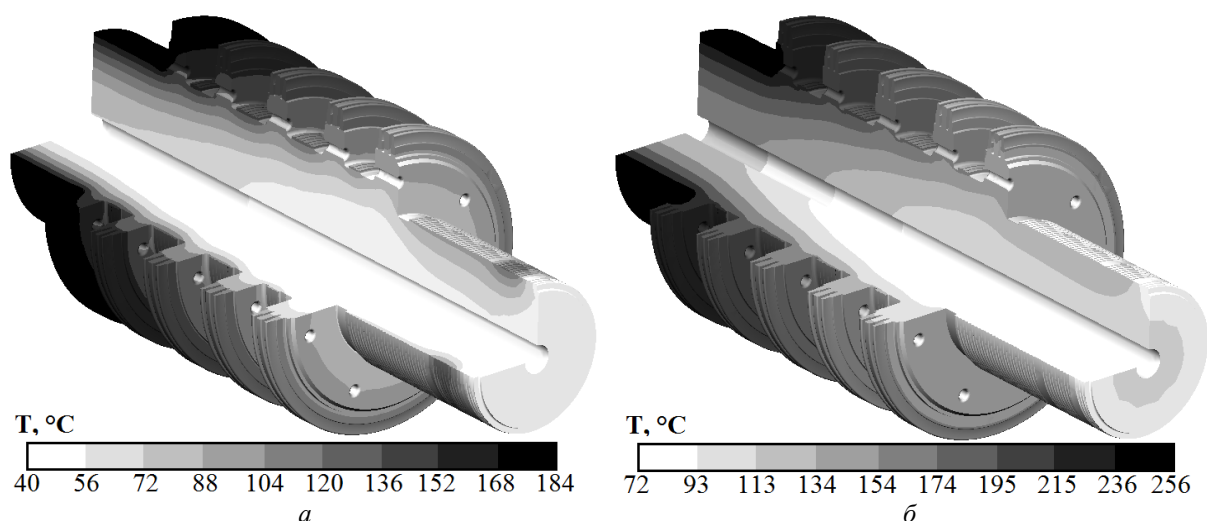


Рис. 4 – Тепловий стан ротора високого тиску при пуску з ХС в момент часу: а – 3200 с; б – 10200 с

У відношенні напружено-деформованого стану, слід відзначити, що найвищі значення інтенсивності умовних пружних напружень при пуску з ХС, спостерігаються на початкових етапах. Це пояснюється високими значеннями градієнтів температур, що пов'язані з контактом свіжої пари з температурою 170–186 °С з відносно непрогрітим матеріалом ротора. При цьому складова відцентрових сил має незначний вплив на напружено-деформований стан, оскільки, у ці моменти часу, частота обертання ротора визначається валоповоротним пристроєм і складає близько 4–6 об/хв.

Максимальні значення інтенсивності напружень відповідають моменту часу 1400 с (рис. 5а) і складають $\sigma_i = 263$ МПа для розвантажувальних отворів диску першого ступеня. Ці значення зберігаються майже незмінними до моменту часу 6800 с (рис. 5б), починаючи з якого спостерігається поступове зменшення загального рівню напружень безпосередньо до завершення пускового етапу турбоустановки.

Починаючи з 6800 с (рис. 5б) частота обертання турбіни сягає свого номінального значення (3000 об/хв) і зонами високих напружень стають не лише розвантажувальні отвори та галтельні переходи дисків ступенів, а й осьовий отвір ротора, що пов'язано зі значним збільшенням впливу відцентрових сил.

Тривалість пуску з гарячого стану металу для турбіни К-1000-60/3000 складає 15600 с. Характер зміни градієнтів температур представлено на рис. 6а. Максимальне значення $\text{grad}T = 1580$ К/м спостерігається в області передньої галтелі першого ступеня тиску в момент часу 1200 с. Наступні локальні максимуми значень градієнта температур спостерігаються в момент часу 3200 с та наприкінці пускового режиму в момент часу 15600 с.

Як і у випадку пуску з холодного стану, при пуску з гарячого стану спостерігається високе зна-

чення градієнту температур для хвостових з'єднань дисків ротора, зокрема для першого диску $\text{grad}T = 1400$ К/м.

Тепловий стан РВТ при пуску з гарячого стану ГС представлений на рис. 6б для моменту часу $\tau = 6600$ с. Значення температур для проточної частини ротора змінюється від 254 °С на першому ступені тиску до 168 °С – на п'ятому ступені.

При дослідженні напружено-деформованого стану РВТ в період пуску з гарячого стану встановлено, що на початкових етапах пуску, коли свіжа пара має температуру 170 °С, а частота обертання ротора визначається валоповоротним пристроєм, рівень інтенсивності напружень для всього валу не перевищує 75 МПа. Лише з моменту часу 1200 с, інтенсивність напружень стрибкоподібно зростає до $\sigma_i = 177$ МПа в області передньої галтелі першого ступеня і далі продовжує повільно зростати.

Максимальний рівень інтенсивності напружень в роторі високого тиску турбіни К-1000-60/3000 при пуску з гарячого стану ГС має місце в момент часу 3200 с, коли частота обертання валу є номінальною ($n_0 = 3000$ об/хв), параметри пари, що подається в турбіну є близькими до номінальних ($t_n = 254$ °С), а нерівномірність температурного поля описується високими значеннями градієнтів температур $\text{grad}T = 1000$ –1350 К/м. Всі вказані вище фактори спричиняють появу інтенсивності напружень $\sigma_i = 226$ МПа в області осьового отвору валу та $\sigma_i = 170$ –188 МПа в областях галтелей та розвантажувальних отворів усіх п'яти ступенів тиску (рис. 7а). При пуску турбоустановки, значення інтенсивності напружень поступово зменшуються від 207 МПа в момент часу 6600 с (рис. 7б) до 166 МПа, що мають місце при виході на номінальний режим роботи в момент часу 15600 с в осьовому отворі ротора.

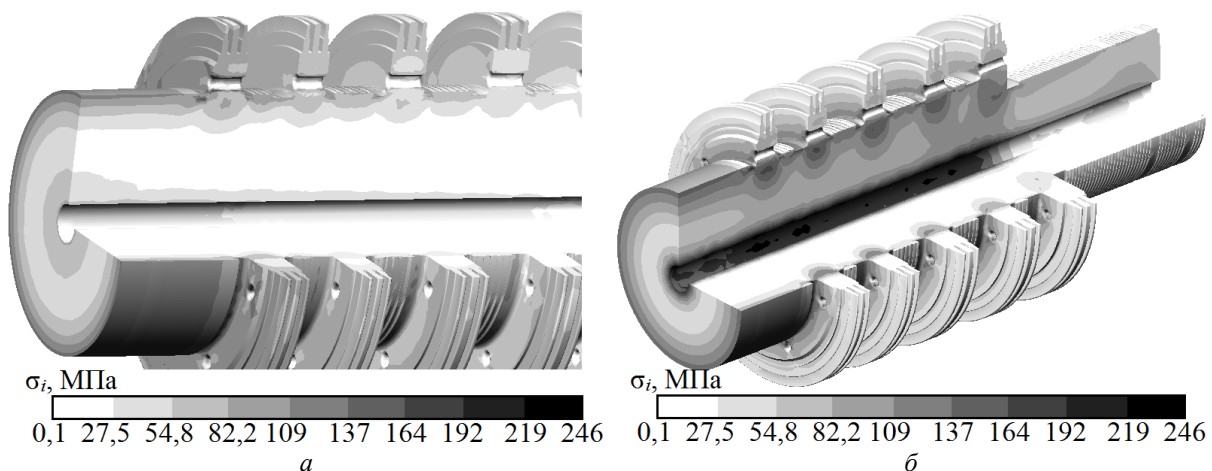


Рис. 5 – Напружено-деформований стан РВТ при пуску з ХС в момент часу: а – 1400 с; б – 6800 с

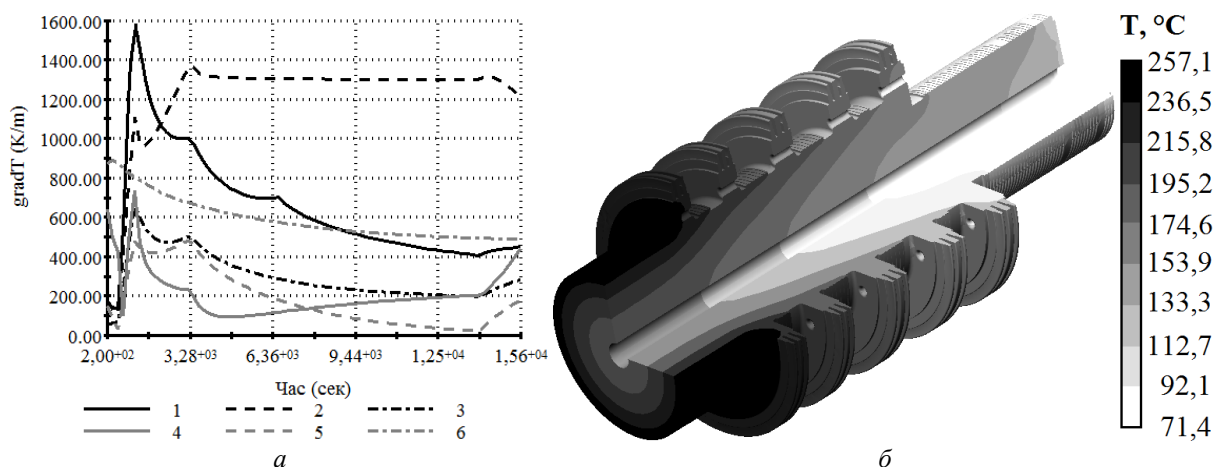


Рис. 6 – Тепловий стан РВТ турбіни К-1000-60/3000 при пуску з гарячого стану:
 а – зміна градієнтів температур; б – тепловий стан в момент часу 6600 с

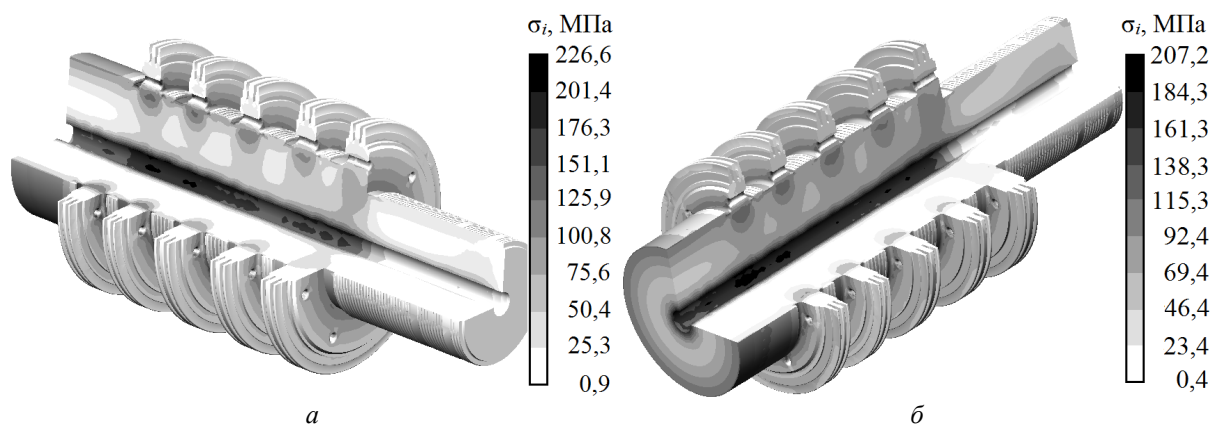


Рис. 7 – Напружено-деформований стан РВТ при пуску з ГС в момент часу: а – 3200 с; б – 6600 с

Аналогічні дані було отримано для пуску з неостиглого стану НС. Максимальна інтенсивність умовних пружних напружень має місце у момент часу 6600 с та дорівнює 235 МПа в осьовому отворі та розвантажувальних отворах дисків всіх п'яти ступенів. В інших зонах РВТ інтенсивність умовних пружних напружень складає від 156 МПа до 58 МПа.

Проведені розрахунки надають підставу до проведення оцінки довготривалої міцності та стійкості до малоциклової втоми основного металу ротора високого тиску, що, в свою чергу, дозволять прийняти рішення про допустимість подальшої експлуатації паротурбінної установки, згідно до нормативних документів [3, 4].

Висновки

1. Станом на кінець 2018 року закінчився термін експлуатації 10 блоків АЕС України. До 2020 року спливає термін проектної експлуатації ще двох атомних енергоблоків. Для вирішення питання про допустимість продовження експлуатації паротурбінної установки АЕС необхідно про-

вести розрахунок ресурсних показників її основних елементів.

2. Для парової турбіни К-1000-60/3000 розроблено модель розрахунку теплового та напружено-деформованого стану ротора високого тиску на базі 3D-просторового аналогу. Розглянуто типові експлуатаційних режими, а саме стаціонарний режим роботи та пуски з холодного, неостиглого та гарячого станів металу.

3. За допомогою математичного моделювання отримано розрахункові дані, щодо ТС та НДС ротора високого тиску парової турбіни К-1000-60/3000, з урахуванням реальних умов експлуатації та основних типів напружень обертового обладнання.

4. Визначено, що для ротора високого тиску домінуючий вплив на напружено-деформований стан має відцентрова сила, що діє на масивні обертові елементи турбіни. Встановлено, що максимальне значення інтенсивності напружень на стаціонарному режимі роботи виникає в області осьового отвору валу під п'ятим ступенем тиску і складає $\sigma_i = 158$ МПа.

5. При пуску з холодного стану максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 263$ МПа) виникає в момент часу 1400 с і пов'язаний із сумісною дією температурних напружень та нерівномірністю температурного поля. При пуску з гарячого стану ГС максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 226$ МПа) виникає в момент часу 3200 с в області осевого отвору валу. При пуску з неостиглого стану НС-1 максимальний рівень інтенсивності напружень ($\sigma_i = 235$ МПа) виникає в момент часу 6600 с.

6. Виконані розрахунки дозволяють провести оцінку довготривалої міцності та стійкості до малоциклової втоми основного металу ротора високого тиску, а також прийняти рішення про допустимість подальшої експлуатації згідно до нормативних документів.

Список літератури

1. Скалозубов В. И., Ключников А. А., Лещетная Е. С. Основы продления эксплуатации АЭС с ВВЭР: монография. *Ин-т проблем безопасности АЭС. Чернобыль* (Киев., обл.): Ин-т проблем безопасности АЭС, 2011. ISBN 978-966-02-5762-7.
2. Навроцкий Б. Л., Мороз М. А., Скип П. В. Выполнение комплекса мероприятий по оценке технического состояния и переназначения срока эксплуатации турбин 1000 МВт энергоблоков АЭС. *Збірник наукових праць СНУЯЕтаП*. 2012. С. 52–59. ISSN 2076-1570.
3. СОУ-Н МЕВ 40.1-21677681-52:2011 Визначення розрахункового ресурсу та оцінки живучості роторів та корпусних деталей турбіни : методичні вказівки / Міненергуюгілля України / М. Г. Шульженко. Офіц. вид., 2011. 24 с.
4. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. Москва, 1996. 98 с.
5. Турбина паровая К-1000/60-3000. Техническое описание и инструкция по эксплуатации № 1-Э-ТЦ-2. Кузнецовск: НАЭК «ЭНЕРГОАТОМ», 2006. 112 с.
6. Peshko V., Chernousenko O., Nikulenkova T. [et. al.]. Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines. *Propulsion and Power Research – China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics*. 2016. Volume 5. Issue 4. pp. 302–309.
7. Черноусенко О. Ю., Нікуленков А. Г., Нікуленкова Т. В., [та ін] Розрахунок граничних умов для визначення тепло-

вого стану ротора високого тиску турбіни АЕС К-1000-60/3000. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків: НТУ «ХП», 2018. № 12(1288). Бібліогр.: 4 назв. С. 51–55. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.09.

References (transliterated)

1. (2005), *ND MPE Ukrainy. Kontrol' metalu i prodovzhennya terminu ekspluatatsiyi osnovny'x elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovy'x elektrostancij. – Ty'pova instrukciya. SOU-N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004]*, GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
2. Navrotsky B. L., Moroz M. A., Skip P. V. (2012), Implementation of a set of measures to assess the technical condition and reassign the life of the turbines of 1000 MW of NPP power units, *Collection of scientific works SNUYaEtaP*, pp. 52-59. ISSN 2076-1570.
3. Shulzhenko, N. G. (2011), SOU-N MEV 40.1-21677681-52:2011 *Yu'znachennya rozrakhunkovogo resursu ta ocinky' zhyvuchosti rotoriv ta korpusny'x detalej turbiny': Metody'chni vkazivky' / Minenergovugillya Ukrainy' [Determination of the estimated resource and assessment of survivability of rotors and turbine case details: Guidelines]*, Ministry of Fuel and Energy of Ukraine, Kyiv, Ukraine.
4. (1996), RD 34.17.440-96. *Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovy'x turbin i prodlenii stroka ih jekspluatatsii sverh parkovogo resursa [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life]*, Moscow, Russian.
5. (2006), *Turbina parovaya K-1000/60-3000. Tehnicheskoe opisanie i instruksiya po ekspluatatsii # 1-E-TTs-2 [Steam turbine K-1000/60-3000. Technical specification and maintenance instruction No. 1-E-TTs-2]*, Kuznetsovsk, Russian.
6. Peshko, V., Chernousenko, O., Nikulenkova, T. [et. al.] (2016), "Comprehensive rotor service life study for high & intermediate pressure cylinders of high power steam turbines", *Propulsion and Power Research – China: National Laboratory for Aeronautics and Astronautics*, Volume 5, Issue 4, pp. 302–309.
7. Chernousenko, O., Nikulenkova, A., Nikulenkova T., [et. al.] (2018), "Calculating boundary conditions to determine the heat state of high pressure rotor of the turbine NPP K-1000-60/3000", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 12(1288), pp. 51–55, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.09.

Надійшла (received) 05.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Черноусенко Ольга Юрійвна (Черноусенко Ольга Юрьевна, Chernousenko Olga Yuriivna) – доктор технічних наук, професор, КПП ім. Ігоря Сікорського, завідувач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1427-8068>.

Риндюк Дмитро Вікторович (Риндюк Дмитрий Викторович, Rindyuk Dmitro Viktorovich) – кандидат технічних наук, доцент, КПП ім. Ігоря Сікорського, доцент кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (099) 055–47–04; e-mail: rel_dv@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7770-7547>.

Пешко Віталій Анатолійович (Пешко Виталий Анатольевич, Peshko Vitaliy Anatoliyovych) – кандидат технічних наук, КПП ім. Ігоря Сікорського, старший викладач кафедри теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій; м. Київ; тел.: (067) 176–54–71; e-mail: vapeshko@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0610-1403>.